



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Pat ntschrift
10 DE 198 45 690 C 1

51 Int. Cl. 7:
F 16 H 25/06
F 16 D 23/12
F 16 D 65/30
F 16 H 59/02

21 Aktenzeichen: 198 45 690.5-12
22 Anmeldetag: 5. 10. 1998
43 Offenlegungstag: -
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 2. 3. 2000

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:
Mannesmann Sachs AG, 97424 Schweinfurt, DE
74 Vertreter:
H. Weickmann und Kollegen, 81679 München

72 Erfinder:
Leimbach, Lutz, Dipl.-Ing., 97421 Schweinfurt, DE;
Ratte, Andreas, Dipl.-Ing. (FH), 97422 Schweinfurt, DE

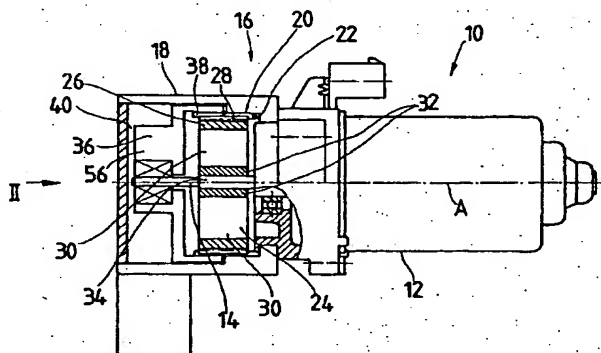
56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE 197 48 318 C1
DE 296 14 738 U1

Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau,
18. April, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg,
New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong,
Barcelona, Budapest, S.T. 19, ISBN 3-540-57650-9;

64 Stellgliedanordnung

67 Eine Stellgliedanordnung umfaßt einen Stellantrieb (12, 16) mit einem Untersetzungsgetriebe (16), wobei das Untersetzungsgetriebe (16) einen Hohlradstator (20) mit einer Innenumfangsfläche umfaßt, an welcher eine erste Eingriffsformung (22) ausgebildet ist, sowie eine Läuferanordnung (24) mit bezüglich einer Drehachse (A) exzentrisch angeordneter oder exzentrisch verformbarer Außenumfangskontur, wobei an einer Außenumfangsfläche der Läuferanordnung (24) eine mit der ersten Eingriffsformung (22) bereichsweise in Eingriff stehende zweite Eingriffsformung (28) ausgebildet ist, und wobei durch Verlagerung der Exzentrizität in Umfangsrichtung eine durch ein Abtriebsselement (36) abgebbare Betätigungskraft erzeugt wird. Dabei ist ferner vorgesehen, daß das Abtriebsselement (36) einen ersten bezüglich der Drehachse (A) exzentrischen Kopplungsbereich (56) aufweist, in welchem ein Verschiebeelement (52) am Abtriebsselement (36) angreift und bei Drehung des Abtriebsselements (36) im wesentlichen in seiner Längsrichtung (L_1) verschiebbar ist, und einen bezüglich der Drehachse (A) exzentrischen zweiten Kopplungsbereich (58) aufweist, in welchem eine Kompensationskraftanordnung (44) am Abtriebsselement (36) angreift, um in Abhängigkeit von der Drehlage des Abtriebsselements (36) ein Drehmoment auf dieses auszuüben.



DE 198 45 690 C 1

DE 198 45 690 C 1

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Stellgliedanordnung, insbesondere zur Betätigung einer Reibungskupplung, eines Getriebes, einer Bremse oder dergleichen, umfassend einen Stellantrieb mit Untersetzungsgetriebe, wobei das Untersetzungsgetriebe einen Hohlradstator mit einer Innenumfangsfläche umfaßt, an welcher eine erste Eingriffsformung ausgebildet ist, sowie eine Läuferanordnung mit bezüglich einer Drehachse exzentrisch angeordneter oder exzentrisch verformbarer Außenumfangskontur, wobei an einer Außenumfangsfläche der Läuferanordnung eine mit der ersten Eingriffsformung bereichsweise in Eingriff stehende zweite Eingriffsformung ausgebildet ist und wobei durch Verlagerung der Exzentrizität in Umfangsrichtung eine durch ein Abtriebsselement abgebbare Betätigungskraft erzeugt wird.

Im Automobilbereich besteht in verschiedenen Einsatzgebieten die Anforderung nach einem Stellantrieb, der bei geringem Bauraum und einfachem Aufbau einen größtmöglichen Wirkungsgrad aufweisen soll. Insbesondere im Einsatz in Verbindung mit Kupplungen, Getrieben oder Bremsen müssen hohe Stellkräfte erzeugt werden, was aufgrund der erforderlich werdenden Übersetzungen zu Bauraumvergrößerungen und verringerter Wirkungsseffizienz führt. Insbesondere bei Erzeugung hoher Stellkräfte müssen die Übersetzungsanordnungen eine hohe mechanische Festigkeit aufweisen, um nicht durch die einwirkenden Kräfte beschädigt zu werden.

Beispielsweise ist es bekannt, bei Stellgliedern sogenannte Schneckengetriebe, schrägverzahnte Stirnradgetriebe oder dergleichen einzusetzen. Um die erforderliche mechanische Stabilität zu erhalten, werden verschiedene besonders stark beanspruchte Komponenten aus faserverstärkten Kunststoffen gefertigt oder mit speziellen Überlastkupplungen oder dergleichen ausgestaltet, um Beschädigungen zu vermeiden.

Es ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Stellgliedanordnung, insbesondere zur Betätigung einer Reibungskupplung, eines Getriebes oder einer Bremse oder dergleichen, vorzusehen, welche bei einfachem Aufbau zur Erzeugung hoher Stellkräfte in der Lage ist.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch eine Stellgliedanordnung gelöst, umfassend einen Stellantrieb mit einem Untersetzungsgetriebe, wobei das Untersetzungsgetriebe einen Hohlrad-Stator mit einer Innenumfangsfläche umfaßt, an welcher eine erste Eingriffsformung ausgebildet ist, sowie eine Läuferanordnung mit bezüglich einer Drehachse exzentrisch angeordneter oder exzentrisch verformbarer Außenumfangskontur, wobei an einer Außenumfangsfläche der Läuferanordnung eine mit der ersten Eingriffsformung bereichsweise in Eingriff stehende zweite Eingriffsformung ausgebildet ist und wobei durch Verlagerung der Exzentrizität in Umfangsrichtung eine durch ein Abtriebsselement abgebbare Betätigungskraft erzeugt wird.

Bei der erfindungsgemäßen Stellgliedanordnung ist ferner vorgesehen, daß das Abtriebsselement einen ersten bezüglich der Drehachse versetzten Kopplungsbereich aufweist, in welchem ein Verschiebeelement am Abtriebsselement angreift und bei Drehung des Abtriebsselements im wesentlichen in seiner Längsrichtung verschiebbar ist, und einen zweiten bezüglich der Drehachse versetzten Kopplungsbereich aufweist, in welchem eine Kompensationskraftanordnung am Abtriebsselement angreift, um in Abhängigkeit von der Drehlage des Abtriebsselements ein Drehmoment auf dieses auszuüben.

Derartige Getriebe mit Hohlradstator und exzentrischem oder exzentrisch verformbarem Läufer sind in der Fachliteratur als sogenannte HARMONIC DRIVE-GETRIEBE bekannt, welche durch die HARMONIC DRIVE SYSTEM GMBH, Langen, hergestellt werden und unter dieser Warenbezeichnung vertrieben werden. Auch die Fa. HIRN Getriebe, Nehren, vertreibt derartige auch als Pulsartriebe bezeichnete Untersetzungsgetriebe. Ein derartiges Getriebe ist in der DE 296 14 738 U1 offenbart, deren Inhalt hiermit durch Bezugnahme zum Offenbarungsgehalt der vorliegenden Anmeldung aufgenommen wird. Wesentliches Charakteristikum dieser Getriebe ist, daß durch die Bewegung der Exzentrizität in Umfangsrichtung der Kontaktbereich zwischen dem Hohlradstator und dem Läufer sich ebenfalls in Umfangsrichtung verlagert. Weisen dabei der Hohlradstator und der Läufer beispielsweise Verzahnungen als Eingriffsformationen auf und weist das Hohlrad eine größere Zähneanzahl auf als der Läufer, so führt der Umlauf der Exzentrizität am Läufer dazu, daß aufgrund der Zähnedifferenz sich der Läufer entsprechend der Zähnedifferenz bezüglich des Stators verdreht. Ein wesentlicher Vorteil dieser Getriebe ist, daß die miteinander kämmenden Verzahnungen, wenn Verzahnungen eingesetzt werden, in einem relativ großen Bereich miteinander kämmen können, d. h. nicht nur im Bereich von ein oder zwei Zähnen miteinander in Eingriff stehen, sondern über eine Vielzahl an Zähnen miteinander gekoppelt sind. Bei Verwendung relativ einfacher oder kostengünstiger Materialien kann dennoch die Beschädigung aufgrund Überlastung relativ kleiner Bereiche vermieden werden.

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird jedoch die abgegebene Drehbewegung zusätzlich über bezüglich der Drehachse versetzte Kopplungsbereiche am Abtriebsselement abgegeben beziehungsweise durch die Kompensationskraftanordnung unterstützt, so daß neben dem Umsetzen der Drehbewegung in eine Linearbewegung des Verschiebeelements zusätzlich günstige Kraftverhältnisse erzeugt werden können.

Beispielsweise kann vorgesehen sein, daß das Abtriebsselement das Abtriebshohlrad umfaßt, welches an einer Innenumfangsfläche eine dritte Eingriffsformung aufweist, die bereichsweise mit der zweiten Eingriffsformung in Eingriff steht.

Um die Drehbewegung des Abtriebsselements in eine Verschiebewegung oder Linearbewegung anderer Komponenten umsetzen zu können, wird vorgeschlagen, daß das Verschiebeelement oder/und die Kompensationskraftanordnung mit ihren jeweiligen Längsachsen näherungsweise in einer zur Drehachse im wesentlichen orthogonalen Ebene liegen.

Dabei ist es vorteilhaft, wenn das Verschiebeelement oder/und die Kompensationskraftanordnung im ersten beziehungsweise zweiten Kopplungsbereich mit dem Abtriebsselement schwenkbar gekoppelt ist.

Bei einer alternativen Ausgestaltung läßt sich die Umsetzung der Drehbewegung in eine Linearbewegung auch dadurch erreichen, daß das Verschiebeelement oder/und die Kompensationskraftanordnung mit ihren Längsachsen im wesentlichen parallel zur Drehachse liegen und daß im ersten beziehungsweise zweiten Kopplungsbereich eine die Drehachse umgebende rampenartige Schrägfläche ausgebildet ist. Bei Drehung des Abtriebsselements wird dann durch die Schrägfläche die jeweils zugeordnete Komponente beaufschlagt und durch Keilwirkung in ihrer Längsrichtung verschoben.

Beispielsweise kann die Kompensationskraftanordnung eine Kompensationsfederanordnung umfassen.

Die jeweiligen Eingriffsformationen können Verzahnungen sein.

Die vorliegende Erfindung betrifft ferner die Verwendung

einer Stellgliedanordnung, wie sie vorangehend beschrieben wurde, zur Erzeugung und Übertragung einer Betätigungskraft in einem Kupplungsaurückler, einem Getriebebetätigungsorgan oder bei einer Bremse.

Die Erfindung wird nachfolgend mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen detailliert beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1 eine teilweise geschnittene Ansicht einer erfindungsgemäßen Stellgliedanordnung; und

Fig. 2 eine Ansicht der Stellgliedanordnung in Blickrichtung II in Fig. 1.

Die erfindungsgemäße Stellgliedanordnung 10 umfaßt einen Antriebsmotor 12, beispielsweise einen Elektroantriebsmotor 12, dessen Ausgangswelle 14 zur Kraftübertragung mit einem allgemein mit 16 bezeichneten Getriebe des Harmonic-Drive-Typs gekoppelt ist. Dieses Getriebe 16 umfaßt ein Gehäuse 18, welches bezüglich des Antriebsmotors 12 festgelegt ist. Das Gehäuse 18 weist einen Hohlradabschnitt 20 mit Innenverzahnung 22 auf. Der Hohlradabschnitt 20 mit seiner Innenverzahnung 22 bildet einen Stator des Getriebes 16. Im Gehäuse 18 ist ein um eine Drehachse A drehbarer oder verlagerbarer Läufer 24 angeordnet. Dieser Läufer 24 kann beispielsweise derart aufgebaut sein, daß er einen Außenringabschnitt 26 mit Außenverzahnung 28 aufweist. Vom Außenringabschnitt 26 erstrecken sich nach radial innen mehrere Verbindungsabschnitte 30, die in ihrem radial inneren Ende jeweils mit einem Abstützabschnitt 32 verbunden sind. Es sei darauf hingewiesen, daß die Abstützabschnitte 32 keinen in Umfangsrichtung um die Antriebswelle 14 geschlossenen Ring bilden, sondern einzelne Abstützabschnitte 32 weisen in Umfangsrichtung zu benachbarten Abstützabschnitten 32 einen geringfügigen Abstand auf.

Die Antriebswelle 14 ist in ihrem mit den Abstützabschnitten 32 zusammenwirkenden Bereich 34 nicht kreisrund, sondern beispielsweise elliptisch, oval, mit näherungsweise dreieckigem Querschnitt oder dergleichen, ausgebildet. All diese nicht rotationssymmetrischen Ausgestaltungen der Außenumfangsfläche der Antriebswelle 14 werden hier unter dem Ausdruck "exzentrisch" betrachtet. Diese exzentrische, d. h. also nicht rotationssymmetrische Ausgestaltung der Antriebswelle 14 im Bereich 34 hat zur Folge, daß in verschiedenen Bereichen, nämlich den Bereichen mit größerem Abstand von der Drehachse, die jeweiligen Abschnitte 32 und 30 nach radial außen gedrückt werden, so daß dort die Verzahnung 28 am Läufer 24 mit der Innenverzahnung 22 des Stators 20 kämmt. In anderen Bereichen werden diese Abschnitte 30, 32 nicht nach radial außen gepreßt, so daß in den zugeordneten Bereichen die Verzahnung 28 nicht mit der Verzahnung 22 kämmt. Dreht sich nun die Antriebswelle 14 des Antriebsmotors 12, so verlagert sich entsprechend der oder die Bereiche, in welchen die Verzahnungen 22, 28 in Eingriff stehen, in Umfangsrichtung mit der Drehung der Drehachse 14. Das heißt, durch die Beaufschlagung vermittels des Abschnitts 34 der Antriebswelle 14 verformt sich der Läufer 24 in seinem äußeren Ringabschnitt 26 entsprechend der Form der Antriebswelle 14 ebenso exzentrisch, d. h. nimmt eine nicht rotationssymmetrische Gestalt an, und diese Exzentrizität oder nicht rotationssymmetrische Ausgestaltung verlagert sich nunmehr mit der Drehung der Antriebswelle 14 in Umfangsrichtung.

Wenn die Verzahnungen 28 und 22 unterschiedliche Zähnezahlen aufweisen, insbesondere die Verzahnung 28 weniger Zähne aufweist als die Verzahnung 22, so führt diese Verlagerung der Exzentrizität in Umfangsrichtung dazu, daß aufgrund des ebenfalls umlaufenden Verzahnungskämmbereichs, in welchem oder in welchen die Verzahnungen 22, 28 kämmen, eine Verdrehung des Läufers 24 um die Drehachse stattfindet, wobei eine vollständige Umdrehung der Welle

14 entsprechend dem Verhältnis der Zähnezahlen der Verzahnung 28 zur Verzahnung 22 nur in einen Bruchteil einer vollständigen Umdrehung des Läufers 24 umgesetzt wird.

Als Abtriebsselement ist in dem Getriebe 16 ein zweites Hohlrad 36 vorgesehen, das wiederum eine Innenverzahnung 38 aufweist, die mit der Außenverzahnung 28 des Läufers 24 kämmt. Bei Drehung der Welle 14 und somit induzierter Drehung des Läufers 24 findet hier der gleiche Vorgang statt, wie vorangehend mit Bezug auf die Verzahnungen 28, 38 beschrieben. Das heißt, die Exzentrizität und somit der Bereich, in welchem die Verzahnungen 28, 38 kämmen, verlagern sich in Umfangsrichtung, mit der Folge, daß auch eine Relativdrehbewegung zwischen dem Läufer 24 und dem Hohlrad 36 erzeugt wird.

Es sei darauf verwiesen, daß vorangehend eine spezielle Ausgestaltungsform eines Getriebes des Harmonic-Drive-Typs beschrieben worden ist. Der Effekt der Ausnutzung der Exzentrizität oder der exzentrischen Verformbarkeit eines Läufers kann ebenso genutzt werden, wenn ein starrer Läufer um die Drehachse A exzentrisch herum bewegt wird. Ferner ist es grundsätzlich auch denkbar, daß der Läufer selbst bereits das Abtriebsselement bildet, ohne daß zusätzlich das Hohlrad 36 vorgesehen ist.

Derartige Getriebe weisen den erheblichen Vorteil auf, daß in den Bereichen der Exzentrizität, in welchen jeweils die Verzahnungen miteinander kämmen, eine Vielzahl an Zähnen, beispielsweise ca. 15 Zähne oder mehr, miteinander in Eingriff stehen, so daß hier eine stabile Kopplung ohne punktuelle Überlastung verschiedener Komponenten erzeugt werden kann. Zusätzlich kann durch die elastische Verformbarkeit des dargestellten Läufers 34 eine Dämpfungsfunktion integriert werden. Aufgrund des erhaltbaren hohen Übersetzungsverhältnisses und der konstruktiven Ausgestaltung ist ferner von der Abtriebsseite her ein derartiges Getriebe selbsthemmend, und es sind letztendlich in der dargestellten Ausgestaltungsform nur zwei bewegbare Komponenten, nämlich der Läufer 24 und das Hohlrad 36, erforderlich. Die Funktion des Stators kann vollständig in das Gehäuse integriert werden. Aufgrund der erreichbaren Übersetzungsverhältnisse lassen sich sehr hohe Stellkräfte erzeugen, wobei gleichwohl eine Überlastung des Getriebes und des Antriebs vermieden werden kann.

Man erkennt insbesondere in Fig. 2, daß am Abtriebsselement, d. h. am Hohlrad 36, ein axialer Fortsatz 40 vorgesehen ist, an welchem einerseits ein Verschiebeelement oder Stößel 42 und andererseits eine Kompensationsfederanordnung 44 jeweils mit Endbereichen 46, 48 angreifen. Mit seinem anderen Endbereich 50 kann der Stößel 42 ein zu beaufschlagendes Organ betätigen, beispielsweise auf eine Membranfeder einer Kupplung einwirken oder einen Kolben eines Geberzylinders oder dergleichen verschieben. Die Kompensationsfederanordnung 44 ist in ihrem anderen Endbereich 52 an einem erweiterten Abschnitt 54 des Gehäuses abgestützt. Die am Fortsatz 40 vorgesehenen Kopplungsbereiche 56 beziehungsweise 58 für den Stößel 42 beziehungsweise die Kompensationsfederanordnung 44 liegen bezüglich der Drehachse A versetzt, d. h. exzentrisch. Eine Verdrehung des Hohlrads 36 hat eine ebensolche Verdrehung des Fortsatzes 40 zur Folge. Wenn man beispielsweise annimmt, daß die in Fig. 2 dargestellte Lage eine Ausgangs- oder Ruhelage ist, aus welcher das Hohlrad 36 im Gegenurzeigersinn verdreht wird, so erkennt man, daß bei einer derartigen Verdrehbewegung der Kopplungsbereich 56 den Stößel 42 näherungsweise in Richtung seiner Längsachse L₁ verschiebt, wobei hier eine geringfügige Verschwenkbewegung mit eingeführt wird. Ferner hat die Drehbewegung zur Folge, daß die Längsachse L₂ der Kompensationsfederanordnung 44 zunächst über die Drehachse A hinwegver-

schwenkt, und in dem Bereich bis zum Hinwegverschwenken über die Drehachse A eine der Drehung entgegenwirkende Kraft erzeugt. Nachdem die Längsachse L_2 über die Drehachse A hinweggeschwenkt ist, erzeugt die Kompensationsfederanordnung 44 eine die Drehbewegung unterstützende Kraft. Durch geeignete Auswahl der Relativlage zwischen dem ersten und dem zweiten Kopplungsbereich 56, 58 läßt sich hier eine Kraftcharakteristik erhalten, die beispielsweise an eine Kraftcharakteristik einer Kupplungsmembranfeder angepaßt ist, so daß eine zunehmend größer werdende und auf den Stößel 42 einwirkende Gegenkraft durch eine ebenso zunehmend größer werdende Kraft beziehungsweise ein zunehmend größer werdendes Drehmoment, erzeugt durch die Kompensationsfederanordnung 44, kompensiert wird. Der Antriebsmotor 12 muß letztendlich im idealen Falle dann lediglich die auftretenden Reibungskräfte überwinden beziehungsweise den Bewegungsanstoß liefern.

Grundsätzlich wäre es auch denkbar, an der Stirnfläche des Hohlrads 36 jeweils die Drehachse A umgebende Rampenflächen oder Schrägflächen auszubilden, durch welche bei Verdrehung die dann ebenfalls sich in der Richtung der Drehachse A erstreckenden Komponenten Stößel 42 und Kompensationsfederanordnung 44 beaufschlagt werden. Eine derartigenockenartige Zusammenwirkung zwischen diesen Bereichen ist ebenfalls bei der in Fig. 2 dargestellten Ausgestaltungsform möglich. In diesem Falle müssen die Nocken- oder Schrägflächen dann nach radial außen gerichtet sein.

Eine derartige Stellgliedanordnung 10 läßt sich insbesondere in Bereichen einsetzen, in welchen hohe Stellkräfte zu erzeugen sind. Beispielsweise kann diese Art eines Stellantriebs beziehungsweise diese Art eines Getriebes als Kupplungsausrücker oder bei einem Kupplungsausrücker genutzt werden. Auch ist der Einsatz bei Getrieben, d. h. zum Ein- und Auslegen einzelner Gangstufen oder dergleichen, vorteilhaft. Ebenfalls ist es möglich, Bremsen eines Fahrzeuges oder dergleichen durch derartige Stellgliedanordnungen zu beaufschlagen.

Patentansprüche

1. Stellgliedanordnung, insbesondere zur Betätigung einer Reibungskupplung, eines Getriebes, einer Bremse oder dergleichen, umfassend einen Stellantrieb (12, 16) mit einem Untersetzungsgetriebe (16), wobei das Untersetzungsgetriebe (16) einen Hohlradstator (20) mit einer Innenumfangsfläche umfaßt, an welcher eine erste Eingriffsformation (22) ausgebildet ist, sowie eine Läuferanordnung (24) mit bezüglich einer Drehachse (A) exzentrisch angeordneter oder exzentrisch verformbarer Außenumfangskontur, wobei an einer Außenumfangsfläche der Läuferanordnung (24) eine mit der ersten Eingriffsformation (22) beziehungsweise in Eingriff stehende zweite Eingriffsformation (28) ausgebildet ist, und wobei durch Verlagerung der Exzentrizität in Umfangsrichtung eine durch ein Abtriebsselement (36) abgebbare Betätigungskraft erzeugt wird, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Abtriebsselement (36) einen ersten bezüglich der Drehachse (A) versetzten Kopplungsbereich (56) aufweist, in welchem ein Verschiebeelement (42) am Abtriebsselement (36) angreift und bei Drehung des Abtriebsselements (36) im wesentlichen in seiner Längsrichtung (L_1) verschiebbar ist, und einen zweiten bezüglich der Drehachse (A) versetzten Kopplungsbereich (58) aufweist, in welchem eine Kompensationskraftanordnung (44) am Abtriebsselement (36) angreift, um in Abhängigkeit von der Drehlage des Abtriebsselements (36) ein Dreh-

moment auf dieses auszuüben.

2. Stellgliedanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Abtriebsselement (36) ein Abtriebshohlrad (36) umfaßt, welches an einer Innenumfangsfläche eine dritte Eingriffsformation (38) aufweist, die beziehungsweise mit der zweiten Eingriffsformation (28) in Eingriff steht.

3. Stellgliedanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Verschiebeelement (42) oder/und die Kompensationskraftanordnung (44) mit ihren jeweiligen Längsachsen (L_1 , L_2) näherungsweise in einer zur Drehachse (A) im wesentlichen orthogonalen Ebene liegen.

4. Stellgliedanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Verschiebeelement (42) oder/und die Kompensationskraftanordnung im ersten beziehungsweise zweiten Kopplungsbereich (56, 58) mit dem Abtriebsselement (36) schwenkbar gekoppelt ist.

5. Stellgliedanordnung nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Verschiebeelement (42) oder/und die Kompensationskraftanordnung mit ihren Längsachsen (L_1 , L_2) im wesentlichen parallel zur Drehachse (A) liegen und daß im ersten beziehungsweise zweiten Kopplungsbereich (56, 58) eine die Drehachse (A) umgebende rampenartige Schrägfläche ausgebildet ist.

6. Stellgliedanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kompensationskraftanordnung (44) eine Kompensationsfederanordnung (44) umfaßt.

7. Stellgliedanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Eingriffsformation (22) oder/und die zweite Eingriffsformation (28) oder/und die dritte Eingriffsformation (38) eine Verzahnung umfassen.

8. Verwendung einer Stellgliedanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7 zur Erzeugung und Übertragung der Betätigungskraft in einem Kupplungsausrücker, einem Getriebebetätigungsorgan oder einer Bremse.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

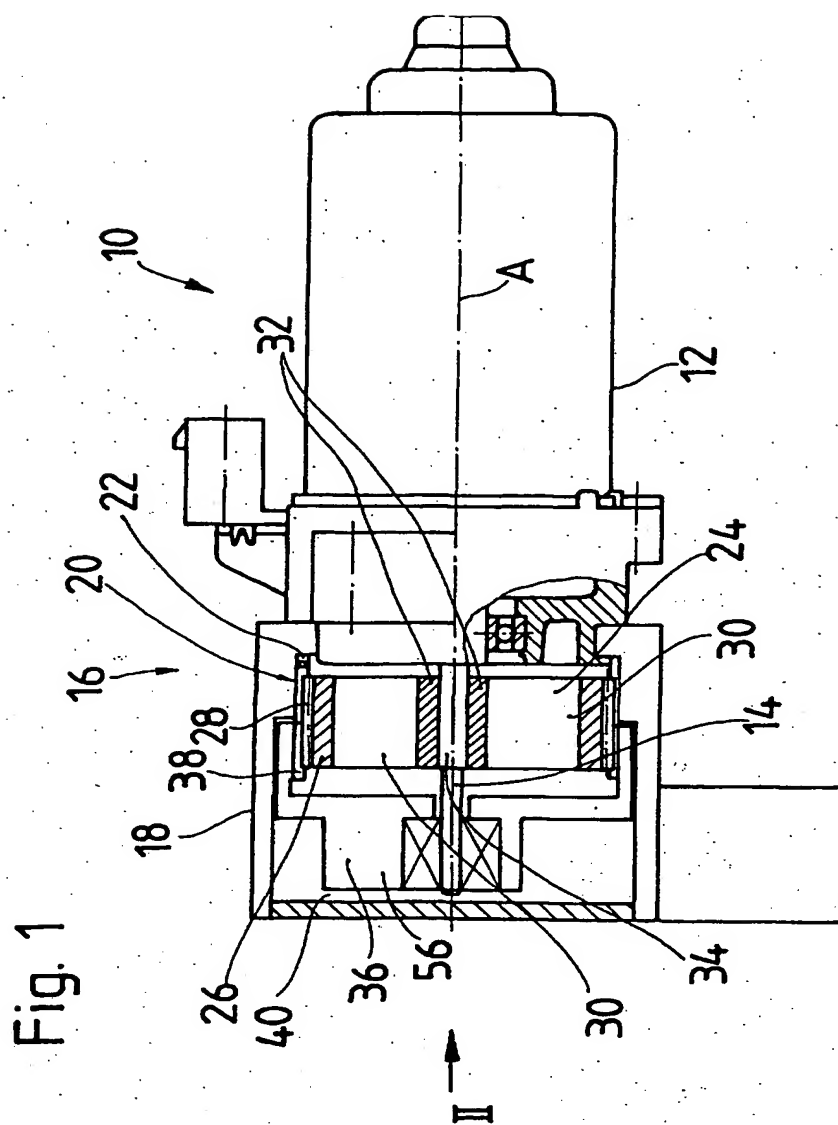


Fig. 2

